

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
12. Februar 2009 (12.02.2009)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2009/018887 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:

F02B 37/24 (2006.01) F01D 17/16 (2006.01)
F01D 9/02 (2006.01) F02M 25/07 (2006.01)
F01D 17/14 (2006.01)

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): FAUSER, Roland [DE/DE]; Neuffenstrasse 23, 73274 Notzingen (DE). KRÄTSCHMER, Stephan [DE/DE]; Hainstrasse 9, 73527 Schwäbisch Gmünd (DE). MÜLLER, Dieter [DE/DE]; Karolingerstrasse 49, 70736 Fellbach (DE). SUMSER, Siegfried [DE/DE]; Buchauerstrasse 3, 70327 Stuttgart (DE).

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2008/005537

(22) Internationales Anmeldedatum:
8. Juli 2008 (08.07.2008)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(74) Anwälte: KOCHER, Klaus-Peter usw.; Daimler AG, Intellectual Property and Technology Management, GR/VI - H512, 70546 Stuttgart (DE).

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2007 036 937.0 4. August 2007 (04.08.2007) DE

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN,

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): DAIMLER AG [DE/DE]; Mercedesstrasse 137, 70327 Stuttgart (DE).

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: EXHAUST GAS TURBOCHARGER FOR A RECIPROCATING PISTON INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) Bezeichnung: ABGASTURBOLADER FÜR EINE HUBKOLBEN-BRENNKRAFTMASCHINE

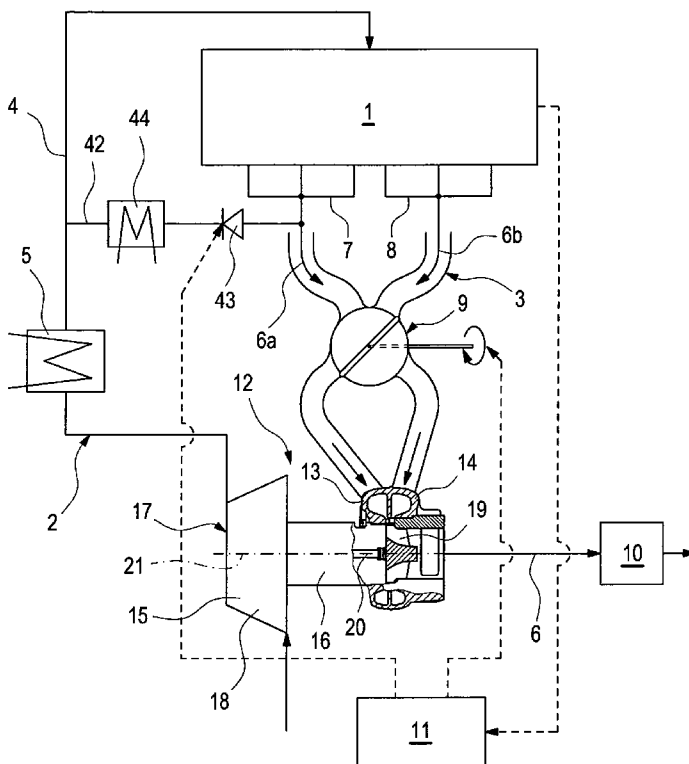


Fig. 1

(57) Abstract: The invention relates to an exhaust gas turbocharger for a reciprocating piston internal combustion engine, having a compressor wheel (18) for drawing in and compressing air and a turbine wheel (19) for expanding exhaust gas that is connected to the compressor wheel (18) in a rotationally secured fashion with the aid of a shaft (20), wherein a first spiral channel (22) and a second spiral channel (23) are disposed in the exhaust gas conveyor section (14), exhaust gas may flow through the first and second spiral channels independently of one another with the aid of a dividing wall (ZW), the exhaust gas turbocharger (12) has a critical turbine throughput parameter (ϕ_{krit}), and the reciprocating piston internal combustion engine (1) has a total stroke volume (VH) and a nominal rotational speed (nBKM). According to the invention, the critical turbine throughput parameter (ϕ_{krit}) has a value that falls below a threshold value (GR), and a first guiding screen ring (27) is disposed in the exhaust gas conveyor section (14) upstream of the turbine wheel (19) and downstream of the first spiral channel (22). The invention is used predominately in the manufacture of motors for commercial vehicles with high exhaust gas backflow rates.

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2009/018887 A1



HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MT, NL, NO, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

(84) Bestimmungsstaaten (*soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart*): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG,

Veröffentlicht:

— *mit internationalem Recherchenbericht*

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft einen Abgasturbolader für eine Hubkolben-Brennkraftmaschine, mit ein Verdichterrad (18) zum Ansaugen und Verdichten von Luft und ein mit Hilfe einer Welle (20) drehfest mit dem Verdichterrad (18) verbundenes Turbinenrad (19) zum Expandieren von Abgas aufweist, wobei und im Abgasführungsabschnitt (14) ein erster Spiralkanal (22) und einen zweiter Spiralkanal (23) angeordnet sind, welche mit Hilfe einer Zwischenwandung (ZW) unabhängig voneinander von Abgas durchströmbar sind, und der Abgasturbolader (12) einen kritischen Turbinendurchsatzparameter (ϕ_{krit}) aufweist, und die Hubkolben-Brennkraftmaschine (1) ein Gesamthubvolumen (VH) sowie eine Nenndrehzahl (nBKM) aufweist. Erfindungsgemäß weist der kritischen Turbinendurchsatzparameters (ϕ_{krit}) einen Wert auf, welcher einen Grenzwert (GR) unterschreitet, und ein erster Leitgitterring (27) ist stromauf des Turbinenrades (19) und stromab des ersten Spiralkanals (22) im Abgasführungsabschnitt (14) angeordnet. Die Erfindung wird überwiegend im Nutzfahrzeugmotorenbau mit hohen Abgasrückföhraten eingesetzt.

Abgasturbolader für eine Hubkolben-Brennkraftmaschine

Die Erfindung betrifft einen Abgasturbolader für eine Hubkolben-Brennkraftmaschine gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

In Verbindung mit steigenden Emissionsgrenzwerten steigen die Anforderungen an Abgasturbolader für Hubkolben-Brennkraftmaschinen. Lösungen zur Reduzierung der Gesamtemissionen der Hubkolben-Brennkraftmaschine bietet zum einen eine Abgasrückführung, die sich allerdings auf einen Betrieb der Hubkolben-Brennkraftmaschine mit einem Abgasturbolader nachteilig auswirken kann, da selbst bei einem Abgasturbolader, dessen Abgasführungsabschnitt zwei Spiralkanäle aufweist, welche unabhängig voneinander durchströmbar sind, in bestimmten Betriebspunkten dem Abgasturbolader keine ausreichend hohe Abgasmenge zur Verfügung steht, mit der ein geforderter Ladedruck erzielbar wäre.

Eine weitere negative Beeinflussung der Leistung des Abgasturboladers ergibt sich aus einer abgasseitig und stromab des Abgasturboladers angeordneten Abgasnachbehandlungseinheit, beispielsweise ein Russfilter. Aufgrund der Abgasnachbehandlungseinheit ergibt sich eine Druckerhöhung an einem Austritt des Abgasturboladers. Dies bewirkt eine Reduzierung eines die Leistung des Abgasturboladers beschreibenden Turbinendruckgefälles, wobei das Turbinendruckgefälle als Quotient eines

Druckes vor dem Turbinenrad beziehungsweise vor einem Abgasführungsabschnittseintritt und eines Druckes nach dem Turbinenrad beziehungsweise am Abgasführungsabschnittsausstritt ermittelbar ist.

Zur Erfüllung dieser Anforderungen ist bevorzugt eine freie Anströmfläche auf das Turbinenrad unter Berücksichtigung von Strömungsbeiwerten einer Turbine des Abgasturboladers, bestehend aus einem Abgasführungsgehäuse und einem Turbinenrad, klein genug zu gestalten um einen entsprechenden Aufstaudruck vor dem Turbinenrad zu erzielen. Dadurch ist eine entsprechende Leistung des Abgasturboladers erreichbar. Die Herstellung einer entsprechend kleinen freien Anströmfläche ist technisch, im Besonderen gußtechnisch nur unbefriedigend zu realisieren. Die freie Anströmfläche auf das Turbinenrad unter Berücksichtigung von Strömungsbeiwerten ist im Weiteren als effektiver Turbinenquerschnitt bezeichnet.

Demgegenüber steht die Anforderung an einen großen effektiven Turbinenquerschnitt, damit bei höheren Abgasmengen eine unbehinderte Strömung auf das Turbinenrad gewährleistet ist. Ist der effektive Turbinenquerschnitt zu klein, hat dies eine mit hohen Verlusten behaftete Strömung zur Folge, welche wiederum eine Minderleistung des Abgasturboladers bewirken.

Der Stand der Technik offenbart verschiedene Vorrichtungen zur variablen Größengestaltung des effektiven Turbinenquerschnitts, so dass der effektive Turbinenquerschnitt diversen Betriebspunkten anpassbar ist. Eine dieser Vorrichtungen ist in Form eines Leitgitterrings mit Leitgitterschaufeln ausgestaltet, welcher in einem Zuströmkanal im Abgasführungsabschnitt stromauf des Turbinenrades angeordnet ist. Problematisch ist dabei, dass bei einem Abgasturbolader, dessen Abgasführungsabschnitt einen ersten und einen zweiten Spiralka-

nal aufweist, bei einer Veränderung des Leitgitterrings eine gleichzeitige Beeinflussung einer Strömung aus dem ersten und aus dem zweiten Spiralkanal erfolgt, d. h. die Strömungen aus den beiden Spiralkanälen sind nicht unabhängig voneinander zu beeinflussen.

Des Weiteren ist eine Gestaltung des Leitgitterrings auf eine Gestaltung der freien Anströmfläche abzustimmen, damit Vorteile bezüglich des Abgasturboladerverhaltens erreichbar sind.

Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, einen Abgasturbolader für eine Hubkolben-Brennkraftmaschine bereitzustellen, mit welchem hohe Abgasrückführungsmengen bei hoher Abgasturboladerleistung realisierbar sind.

Diese Aufgabe wird mit einem Abgasturbolader für eine Hubkolben-Brennkraftmaschine mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst. Die Unteransprüche geben zweckmäßige Weiterbildungen an.

Zur Realisierung hoher Abgasrückführungsmengen bei hoher Abgasturboladerleistung wird erfindungsgemäß vorgeschlagen, bei einem Abgasturbolader, dessen abgasturboladerspezifischer kritischer Turbinendurchsatzparameter einen bestimmten Grenzwert unterschreitet einen ersten Leitgitterring stromauf des Turbinenrades und stromab eines ersten Spiralkanals im Abgasführungsabschnitt anzuordnen. Mit Hilfe des ersten Leitgitterrings ist eine Druckerhöhung vor dem Turbinenrad herbeizuführen, wobei selbst bei einem geringen Durchsatz von Abgas im ersten Spiralkanal verbesserte Wirkungsgrade des Abgasturboladers erzielt werden, sodass auch bei hohen Abgasrückführungen eine hohe Abgasturboladerleistung erreicht werden kann.

Der abgasturboladerspezifische kritische Turbinendurchsatzparameter charakterisiert die Größe der Turbine und ist in Abhängigkeit thermodynamischer Größen ermittelbar, wobei die thermodynamischen Größen in Abhängigkeit eines Nennleistungspunktes der Hubkolben-Brennkraftmaschine bestimmt sind. Der Grenzwert selbst ist in Abhängigkeit von einem Gesamthubvolumen sowie von einer Nenndrehzahl der Hubkolben-Brennkraftmaschine ermittelbar.

In einer Ausgestaltung weist zur Reibungsminimierung eine Abgasströmung einen Anströmwinkel zum ersten Leitgitterring auf, welcher in einem Vektordreieck zwischen einer Umfangsgeschwindigkeit und einer Absolutgeschwindigkeit darstellbar ist, welcher mindestens einen Wert von 15° besitzt. Idealerweise weist der Anströmwinkel einen Wert zwischen 20° und 30° auf. Fällt der Wert des Anströmwinkels unter 15° , so ist eine für die Abgasströmung relevante Spiralfäche eines Spiralkanals zu klein gewählt, wodurch eine Erhöhung der Reibungsbeziehungsweise Strömungsverluste erwirkt wird.

In einer weiteren Ausgestaltung wird zur Sicherung der mechanischen Festigkeit des Turbinenrades bei hohen Druckverhältnissen am Turbinenrad ein Turbinenradeintrittsdurchmesser so ausgelegt, dass eine erste Eigenfrequenz eines Austrittsbereiches einer Turbinenradschaufel des Turbinenrades größer ist als ein weiterer Grenzwert, welcher in Abhängigkeit des Turbinenraddurchmessers ermittelbar ist.

Der geforderten Durchsatzmenge, insbesondere im Hinblick auf die Abgasrückführung, angepasst, ist es vorteilhaft eine asymmetrische Gestaltung des ersten und des zweiten Spiralkanals vorzunehmen, mit deren Hilfe insbesondere bei relativ geringen Abgasrückführungsmengen eine Wirkungsgradsteigerung des

Abgasturboladers herbeigeführt werden kann

Zweckmäßigerweise ist ein zweiter Leitgitterring im zweiten Spiralkanal angeordnet. Somit ist die Abgasströmung vom zweiten Spiralkanal auf das Turbinenrad konditionierbar. Vorteilhafterweise ist dieser zweite Leitgitterring translatorisch und/oder rotatorisch zu bewegen. Mit Hilfe der translatorischen Bewegbarkeit des zweiten Leitgitterrings ist eine Anpassung des effektiven Turbinenquerschnitts in einem zweiten Turbineneintrittsquerschnitt realisierbar, z. B. zur Nutzung für eine aufgeladene Motorbremse (Turbobrake). Zur Reibungsminimierung weist die Abgasströmung zum zweiten Leitgitterring einen Anströmwinkel zwischen einer Umfangsgeschwindigkeit und einer Absolutgeschwindigkeit mit einem Wert von mindestens 15° auf. Idealerweise weist der Anströmwinkel zum zweiten Leitgitterring einen Wert zwischen 20° und 30° auf.

Eine Steigerung der Lebensdauer des Turbinenrades entsprechend den Anforderungen an den Abgasturbolader ist damit herbeizuführen, dass eine Teilung der Leitschaufeln des ersten Leitgitterrings und/oder eine Teilung der Leitschaufeln des zweiten Leitgitterrings unstetig ist. Die unstetige Teilung der Leitschaufeln führt zu einer Reduzierung der Anregung von Resonanzfrequenzen, so dass Druckpulsationen des die freien Strömungsquerschnitte zwischen benachbarten Leitschaufeln passierenden Gases eine deutlich geringere Anregung der Turbinenradschaufeln zur Folge haben. Damit kann eine Lebensdauer des Turbinenrades gesteigert werden.

In einer weiteren Ausgestaltung ist eine Länge der auf dem Leitgitterring positionierten Leitschaufeln uneinheitlich, wodurch bei einer unstetigen Teilung ein immer gleich großer freier Strömungsquerschnitt zwischen zwei benachbarten Leitschaufeln auf das Turbinenrad realisierbar ist. Je nach An-

forderung an den Abgasturbolader kann es vorteilhaft sein einen unregelmäßigen freien Strömungsquerschnitt über den Umfang des Leitgitterrings auszubilden, so dass beispielsweise eine weitere Reduzierung der Anregung von Resonanzfrequenzen herbeiführbar ist. Der unregelmäßige freie Strömungsquerschnitt kann mit Hilfe der uneinheitlichen Länge und einer stetigen Teilung realisiert werden.

Vorteilhafterweise entspricht bei einer asymmetrischen Spiralkanalgestaltung die Teilung des ersten Leitgitterrings der Teilung des zweiten Leitgitterrings. Damit ist eine weitere Anregung bestimmter Resonanzfrequenzen vermeidbar. Im Gegensatz dazu hat es sich bei einer symmetrischen Spiralkanalgestaltung als besonders vorteilhaft erwiesen die Teilungen des ersten Leitgitterrings und des zweiten Leitgitterrings asymmetrisch zu gestalten.

In einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung ist der erste Leitgitterring translatorisch und/oder rotatorisch bewegbar, so dass eine differenziertere Anpassung des effektiven Turbinenquerschnitts an die geforderte Abgasturboladerleistung realisierbar ist. Mit Hilfe der translatorischen Bewegung des Leitgitterrings ist ein Zu- oder Abschalten einer Turbinenbetriebsweise möglich, wie sie zur Aktivierung oder Deaktivierung einer Turbobrake notwendig ist.

Weitere Vorteile und zweckmäßige Ausführungen der Erfindung sind den Ansprüchen, der Figurenbeschreibung und den Zeichnungen zu entnehmen. Dabei zeigen:

Fig. 1 in einer schematischen Darstellung eine Brennkraftmaschine mit einem Abgasturbolader,

- Fig. 2 in einem Längsschnitt einen Abgasführungsabschnitt mit einem ersten Spiralkanal und einem zweiten Spiralkanal sowie einem ersten Leitgitterring und einem zweiten Leitgitterring,
- Fig. 3 in einem Querschnitt den Abgasführungsabschnitt gem. Fig. 2,
- Fig. 4 in einem Querschnitt einen ersten Leitgitterring mit einer stetigen ersten Teilung und
- Fig. 5 in einem Querschnitt eine Variante des ersten Leitgitterrings gem. Fig. 4 mit einer unstetigen ersten Teilung.

In den Figuren sind gleiche oder gleich wirkende Bauteile mit denselben Bezugszeichen versehen.

Die in Fig. 1 dargestellte Hubkolben-Brennkraftmaschine 1, welche als Dieselmotor oder als Ottomotor ausgeführt ist, weist einen Frischluftstrang 2 und einen Abgastrakt 3 auf. Im Betrieb saugt die Hubkolben-Brennkraftmaschine 1 über den Frischluftstrang 2 Verbrennungsluft an, die nach einer unter Zufuhr von Kraftstoff erfolgten Verbrennung in der Hubkolben-Brennkraftmaschine 1 als Abgas über den Abgastrakt 3 abgeführt wird.

Der Frischluftstrang 2 weist eine Ladeluftleitung 4 auf, welche an ihrem der Hubkolben-Brennkraftmaschine 1 zugewandten Ende mit der Hubkolben-Brennkraftmaschine 1 verbunden ist. Stromauf der Hubkolben-Brennkraftmaschine 1 ist zweckmäßigerweise in der Ladeluftleitung 4 ein Ladeluftkühler 5 zur Kühlung angesaugter Verbrennungsluft angeordnet.

Der Abgastrakt 3 weist eine Abgasleitung 6 mit einem ersten Abgasstrang 6a und einem zweiten Abgasstrang 6b auf, wobei der erste Abgasstrang 6a an seinem der Hubkolben-Brennkraftmaschine 1 zugewandten Ende mit einem ersten Abgaskrümmer 7 der Hubkolben-Brennkraftmaschine 1 und der zweite Abgasstrang 6b an seinem der Hubkolben-Brennkraftmaschine 1 zugewandten Ende mit einem zweiten Abgaskrümmer 8 der Hubkolben-Brennkraftmaschine 1 verbundenen ist.

An einem von der Hubkolben-Brennkraftmaschine 1 abgewandten Ende der Abgasleitung 6 ist zur Abgasnachbehandlung ein Abgasnachbehandlungssystem 10 angeordnet, welches in Form eines Rußfilters und/oder Katalysators und/oder SCR-Anlage ausgebildet ist.

Stromab der Abgaskrümmer 7, 8 ist eine Schaltvorrichtung 9 im Abgastrakt 3 positioniert, mit deren Hilfe eine Trennung und/oder Zusammenführung von Abgas der Abgasstränge 6a, 6b realisierbar ist.

Des Weiteren ist der Hubkolben-Brennkraftmaschine 1 eine Regel- und Steuereinheit 11 zur Regelung und Steuerung zahlreicher Funktionen zugeordnet. Über die Regel- und Steuereinheit 11 ist insbesondere die Kraftstoffzufuhr regelbar.

Stromab des ersten Abgaskrümmers 7 und stromauf der Schaltvorrichtung 9 ist zur Abgasrückführung die Abgasleitung 6 mit der Ladeluftleitung 4 mit Hilfe einer Abgasrückführleitung 42 verbunden. Die Abgasrückführleitung 42 weist ein Abgasrückführventil 43 und ein stromab des Abgasrückführventils 43 angeordneter Abgaskühler 44 auf.

Der Hubkolben-Brennkraftmaschine 1 ist ein Abgasturbolader 12 zugeordnet, welcher ein Gehäuse 13 aufweist, das einen durch-

strömbaren Abgasführungsabschnitt 14, einen durchströmbaren Luftführungsabschnitt 15 und einen Lagerabschnitt 16 umfasst, wobei der Luftführungsabschnitt 15 im Frischluftstrang 2 und der Abgasführungsabschnitt 14 im Abgastrakt 3 angeordnet ist. Der Lagerabschnitt 16 ist zwischen dem Luftführungsabschnitt 15 und dem Abgasführungsabschnitt 14 positioniert.

Der Abgasturbolader 12 weist ein im Gehäuse 13 gelagertes Laufzeug 17 auf, welches ein Verdichterrad 18 zum Ansaugen und Verdichten von Verbrennungsluft, ein Turbinenrad 19 zur Expansion von Abgas und eine das Verdichterrad 18 mit dem Turbinenrad 19 drehfest verbindende Welle 20 mit einer Drehachse 21 umfasst. Das Verdichterrad 18 ist im Luftführungsabschnitt 15, das Turbinenrad 19 ist im Abgasführungsabschnitt 14 und die Welle 20 ist im Lagerabschnitt 16 drehbar angeordnet.

In einer Variante des Abgasturboladers 12 weist der Luftführungsabschnitt 15 eine Vorrichtung zur variablen Verdichtergeometrie auf.

Der in Fig. 2 dargestellte Abgasführungsabschnitt 14 ist zweiflutig ausgestaltet und weist einen ersten Spiralkanal 22 und einen zweiten Spiralkanal 23 auf, wobei der erste Spiralkanal 22 mit Hilfe einer Zwischenwandung ZW vom zweiten Spiralkanal 23 getrennt ist. Stromauf des ersten Spiralkanals 22 und des zweiten Spiralkanals 23 ist ein in Fig. 3 dargestellter Turbineneintritt 39 ausgebildet, welcher mit der Abgasleitung 6 verbunden ist, wobei mit Hilfe der Schaltvorrichtung 9 der erste Abgasstrang 6a mit dem ersten Spiralkanal 22 und der zweite Abgasstrang 6b mit dem zweiten Spiralkanal 23 verbindbar ist.

Stromab des ersten Spiralkanals 22 und des zweiten Spiralka-

nals 23 ist im Abgasführungsabschnitt 14 ein Zuströmkanal 24 vorgesehen, welcher in eine Radkammer 25 des Abgasführungsabschnitts 14 mündet. In der Radkammer 25 ist das Turbinenrad 19 drehbar aufgenommen. Stromab der Radkammer 25 ist ein Austrittskanal 26 koaxial mit der Drehachse 21 im Abgasführungsabschnitt 14 angeordnet.

Im Ausführungsbeispiel ist die Schaltvorrichtung 9 derart ausgestaltet, dass eine getrennte Führung des Abgases aus dem ersten Abgaskrümmen 7 in den ersten Spiralkanal 22 und aus dem zweiten Abgaskrümmen 8 in den zweiten Spiralkanal 23 realisierbar ist. Ebenso ist mit Hilfe der Schaltvorrichtung 9 eine vollständige oder teilweise Zusammenführung des Abgases aus dem ersten Abgaskrümmen 7 und dem zweiten Abgaskrümmen 8 in den ersten Spiralkanal 22 beziehungsweise aus dem ersten Abgaskrümmen 7 und dem zweiten Abgaskrümmen 8 in den zweiten Spiralkanal 23 möglich. Bei der teilweisen Zusammenführung ist eine Durchströmung des entsprechenden, teilweise geöffneten Spiralkanals 22, 23 erreichbar.

Zur Auslegung eines Abgasturboladers 12 dient ein sogenannter kritischer Turbinendurchsatzparameter ϕ_{krit} , welcher für das System Abgasturbolader und Hubkolben-Brennkraftmaschine ein konstanter Wert ist, der ermittelbar ist mit Hilfe der Funktion:

$$\phi_{\text{krit}} = \frac{\dot{m}_{T, NP} \cdot \sqrt{T_{3, NP}}}{P_{3, NP}},$$

wobei

$\dot{m}_{T, NP}$ die durch den Abgasführungsabschnitt 14 unter Passierung des Turbinenrades 19 strömende Abgasmasse in der Einheit $[\frac{\text{kg}}{\text{s}}]$ in einem Nennleistungspunkt der Hubkolben-Brennkraftmaschine 1,

$T_{3, NP}$ eine Totaltemperatur der Abgasmasse in der Einheit [K] vor dem Turbinenrad 19 in dem Nennleistungspunkt der Brennkraftmaschine 1

und

$p_{3, NP}$ einen Totaldruck in der Einheit [bar] vor dem Turbinenrad 19 in dem Nennleistungspunkt der Brennkraftmaschine 1

bezeichnet.

Ein Grenzwert GR, welcher dem kritischen Turbinendurchsatzparameter gegenüberzustellen ist, ist mit Hilfe einer Konstanten K in der Einheit $[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \frac{\sqrt{\text{K}}}{\text{bar}}]$, welche den Wert 4,5 aufweist, in Abhängigkeit eines Gesamthubvolumens VH in der Einheit [l], und einer Nenndrehzahl nBKM in der Einheit $[\text{min}^{-1}]$, der Hubkolben-Brennkraftmaschine 1 bestimmt, wobei der Grenzwert GR der Beziehung

$$\text{GR} = K \cdot \sqrt{\frac{\text{nBKM}}{2000 \text{ min}^{-1}} \cdot \frac{\text{VH}}{16\text{l}}}$$

folgt, und gemäß der Beziehung die Einheit $[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \frac{\sqrt{\text{K}}}{\text{bar}}]$ aufweist.

Das Gesamthubvolumen VH der Brennkraftmaschine 1 wird aus der Differenz des maximalen und des minimalen Hubvolumens von Zylindern der Brennkraftmaschine 1 gebildet. Die Nenndrehzahl nBKM beschreibt die Drehzahl der Brennkraftmaschine 1 bei der eine Nennleistung der Brennkraftmaschine 1 ermittelt wird.

Im Zuströmkanal 24 sind vorteilhafterweise ein erster Leitgitterring 27 mit ersten Leitschaufeln 28 und ein zweiter Leitgitterring 29 mit zweiten Leitschaufeln 30 positioniert. Der erste Leitgitterring 27 ist unbewegbar im Zuströmkanal 24 im Bereich des ersten Spiralkanals 22 angeordnet, wobei die

ersten Leitschaufeln 28 in eine erste freie Anströmfläche 31 des ersten Spiralkanals 22, welche an einem dem Turbinenrad 19 zugewandten Ende des Spiralkanals 22 positioniert ist, vollständig hineinragend positioniert sind. In einer Variante des Abgasturboladers 12 ist der erste Leitgitterring 27 mit Hilfe einer Verstellvorrichtung axial bewegbar, derart, dass die ersten Leitschaufeln 28 vollständig oder teilweise aus der ersten freien Anströmfläche 31 entfernbar sind.

Der zweite Leitgitterring 29 ist axial bewegbar im Zuströmkanal 24 im Bereich des zweiten Spiralkanals 23 angeordnet. In einer Schließposition, wie in Fig. 2 dargestellt, sind die zweiten Leitschaufeln 30 vollständig in eine zweite freie Anströmfläche 32 des zweiten Spiralkanals 23 hineinragend positioniert.

Mit Hilfe einer hülsenförmigen Schiebervorrichtung 33 ist der zweite Leitgitterring 29 verschiebbar gestaltet, derart, dass die zweiten Leitschaufeln 30 teilweise oder vollständig aus der zweiten freien Anströmfläche 32 entfernbar sind, wobei eine vollständige Entfernung des zweiten Leitgitterrings 29 einer Öffnungsposition entspricht.

Der zweite Leitgitterring 29 weist an seinem dem ersten Leitgitterring 27 zugewandten Außenumfang eine ringförmige Deckscheibe 37 auf, mit deren Hilfe eine strömungsdichte Abtrennung vom zweiten Leitgitterring 29 zum ersten Leitgitterring 27 beziehungsweise von der zweiten freien Anströmfläche 32 zur ersten freien Anströmfläche 31 herbeiführbar ist.

In einem weiteren Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 3 ist zur Reduzierung der Reibung der erste Spiralkanal 22 so ausgelegt, dass ein Anströmwinkel α der Abgasströmung vom ersten Spiralkanal 22 zum ersten Leitgitterring 27, welcher in einem

Vektordreieck zwischen einer Umfangsgeschwindigkeit c_u und einer Absolutgeschwindigkeit vorliegt, einen Wert von 15° aufweist. Der Anströmwinkel α ist in Abhängigkeit einer Spiralkanaleintrittsfläche A des Spiralkanals 22 gemäß folgender Beziehung zu bestimmen:

$$\tan \alpha = \frac{c_r}{c_u}, \text{ mit}$$

$$c_u = c_1 \cdot \frac{R}{R_a}$$

wobei

c_1 eine Abgasgeschwindigkeit an der Spiralkanaleintrittsfläche A,

c_u die Abgasgeschwindigkeit am Turbinenradeintritt,

R Radius eines Schwerpunktes der Spiralkanaleintrittsfläche A,

R_a Turbinenradradius am Turbinenradeintritt und

c_r eine resultierende Radialgeschwindigkeit des Abgases

beschreibt.

In einer Variante des Ausführungsbeispiels ist der zweite Spiralkanal 23 so ausgelegt, dass ein weiterer Anströmwinkel α zum zweiten Leitgitterring 29 ebenfalls einen Wert von 15° aufweist, wobei die Auslegung des zweiten Spiralkanals 23 analog zum ersten Spiralkanal 22 erfolgt.

Das Turbinenrad 19 weist einen Turbinenraddurchmesser DT auf, welcher so gewählt ist, dass eine Eigenfrequenz erster Ordnung f_1 eines Schaufelendlappens 40 einer Turbinenradschaufel 41 des Turbinenrades 19 größer ist als ein weiterer Grenzwert G_2 , welcher der Beziehung

$$G_2 = K \cdot (85\text{mm} / DT)$$

folgt, wobei K eine weitere Konstante mit einem Wert von 11 kHz beschreibt.

Aufgrund von Druckpulsationen ergeben sich im Betrieb des Abgasturboladers 12 Schwingungsanregungen, die bei der Ausgestaltung der Leitgitterringe 27, 29 zu berücksichtigen sind. Bevorzugt sind die Leitgitterringe 27, 29 mit einer geringen Leitschaufelanzahl auszugestalten. Zur Vermeidung der Schwingungsanregung können alternativ die Leitgitterringe 27, 29 Leitschaufeln 28, 30 mit ungleicher Länge aufweisen (s. Fig. 4) oder die Leitgitterringe 27, 29 weisen die Leitschaufeln 28, 30 in einer unregelmäßige Anordnung, im Weiteren als Teilung bezeichnet, auf den Leitgitterringen 27, 29 auf (s. Fig. 5).

Gemäß Fig. 4 sind die jeweils sieben Leitschaufeln 28, 30 über den Umfang der Leitgitterringe 27, 29 platziert. Im Ausführungsbeispiel nach Fig. 4 besitzt jede Leitschaufel 28, 30 in Umfangsrichtung gesehen eine unterschiedliche Länge. Die Leitschaufeln 28, 30 sind der Größe nach im Uhrzeigersinn gesehen in aufsteigender Reihenfolge angeordnet. Ein engster Strömungsquerschnitt 34 zwischen benachbarten Leitschaufeln 28, 30 befindet sich zwischen einer Stirnkante 35 einer Leitschaufel 28, 30 und einer Hinterkante 36 der benachbarten Leitschaufel. Aufeinander folgende Leitschaufeln 28, 30 sind in der Weise positioniert, dass in Umfangsrichtung keine Überdeckung der Leitschaufeln 28, 30 gegeben ist, sondern dass in Umfangsrichtung die Stirnkante 35 einer Leitschaufel 28, 30 an die Hinterkante 36, der benachbarten Leitschaufel 28, 30 anschließt. Auf diese Weise sind sämtliche Strömungsquerschnitte 34 zwischen benachbarten Leitschaufeln 28, 30 gleich ausgebildet.

Ein die Teilung kennzeichnender Winkelabstand γ zwischen benachbarten Leitschaufeln 28, 30 ist, gemessen von Stirnkante 35 zu Stirnkante 35, mit Winkeln γ_1 bis γ_7 bezeichnet. Aufgrund der unterschiedlich großen Länge der Leitschaufeln 28,

30 in Umfangsrichtung unterscheiden sich die Winkelabstände γ_1 bis γ_7 . Zweckmäßig werden die Winkelabstände γ_1 bis γ_7 in der Weise festgelegt, dass bezogen auf einen Winkelabstand γ bei gleichmäßiger Teilung die tatsächlichen Winkelabstände γ_1 bis γ_7 um konstante Faktoren größer oder kleiner gleich eins variiert werden. Im Ausführungsbeispiel mit insgesamt sieben Leitschaufeln 28, 30 ergäbe sich ein gleichmäßiger Winkelabstand gemäß der Beziehung $360^\circ/7 = 51.43^\circ$. Dieser Winkelbeitrag wird um konstante Faktoren verzerrt, wobei die Faktoren beispielsweise 0.7, 0.8, 0.9, 1.0, 1.1, 1.2 und 1.3 betragen. Daraus ergibt sich eine Änderung zwischen den aufeinander folgenden Winkelabständen γ_1 bis γ_7 von jeweils 5.143° .

Wie in Fig. 5 dargestellt, sind die Leitschaufeln 28, 30 in Umfangsrichtung gleich groß ausgebildet. Die Winkelabstände γ_1 bis γ_7 zwischen den Leitschaufeln 28, 30 sind, von Stirnkante 35 zu Stirnkante 35 gesehen, identisch gewählt wie im vorhergehenden Ausführungsbeispiel. Dadurch ergibt sich eine Relativverschiebung zwischen benachbarten Leitschaufeln 28, 30 die teilweise zu einer mit „a“ bezeichneten Überdeckung in Umfangsrichtung führt. Zum Teil ergibt sich allerdings in Umfangsrichtung auch eine Lücke zwischen Hinterkante 36 einer Leitschaufel 28, 30 und Stirnkante 35 der benachbarten Leitschaufel 28, 30. Je nach Relativposition zwischen zwei benachbarten Leitschaufeln 28, 30 nimmt der engste Strömungsquerschnitt 34 stark unterschiedliche Werte ein. Im Falle einer Überdeckung a zwischen benachbarten Leitschaufeln 28, 30 ist der Strömungsquerschnitt 34 erheblich kleiner als im Fall einer Lücke zwischen benachbarten Leitschaufeln 28, 30. Als Konsequenz ergeben sich unterschiedliche Abströmwinkel β , unter denen das Abgas durch die Strömungsquerschnitte 34 strömt.

Sowohl im Ausführungsbeispiel nach Fig. 4 als auch im Ausführungsbeispiel nach Fig. 5 wird eine Resonanzverstimmung erzielt, welche dazu führt, dass auch bei stark unterschiedlichen Laderdrehzahlen eine unzulässige Anregungsintensität der Turbinenradschaufeln 41 in der Resonanzfrequenz vermieden wird.

Im Betrieb des Abgasturboladers 12 mit der Hubkolben-Brennkraftmaschine 1 wird die Schließposition bevorzugt in Betriebspunkten mit einer niedrigen Last- und/oder Drehzahl und/oder in Betriebspunkten mit einer hohen Abgasrückführrate eingestellt. Die Öffnungsposition ist überwiegend bei Volllast und hohen Drehzahlen beziehungsweise bei niedriger Abgasrückführrate beziehungsweise im Betrieb ohne Abgasrückführung die verbrauchs- und wirkungsgradgünstigere Positionierung.

In der Darstellung nach Fig. 2 befindet sich der erste Leitgitterring 27 unbewegbar in der ersten freien Anströmfläche 31. Das aus dem ersten Spiralkanal 22 entweichende Abgas ist gezwungen die Strömungsquerschnitte 34 zwischen den ersten Leitschaufeln 28 des ersten Leitgitterrings 27 zu durchströmen, wodurch zum einen höhere Strömungsgeschwindigkeiten erzielbar sind und zum anderen der Strömung ein Drall aufgeprägt werden kann. Der zweite Leitgitterring 29 befindet sich in der Schließposition, so dass auch das aus dem zweiten Spiralkanal 23 entweichende Abgas gezwungen ist die Strömungsquerschnitte 34 zwischen den zweiten Leitschaufeln 30 des zweiten Leitgitterrings 29 zu durchströmen, wobei auch hier eine höhere Strömungsgeschwindigkeit erzielbar ist und der Strömung ein Drall aufgeprägt werden kann. Mit Hilfe der in den freien Anströmflächen 31, 32 positionierten Leitgitterringen 27, 29 ist eine Erhöhung des Abgasgedruckes in den Spiralkanälen 22, 23 und am Turbineneintritt 39 realisierbar,

sodass das Turbinendruckgefälle des Abgasturboladers 1 gesteigert werden kann.

Im Ausführungsbeispiel weist der erste Leitgitterring 27 eine kleinere Teilung γ als der zweite Leitgitterring 29 auf, wobei eine Abgasrückführung bevorzugt mit Hilfe des ersten Spiralkanals 22 durchgeführt wird.

Generell kommen sowohl axial verschiebbare Leitgitterringe 27, 29 mit unbeweglich an den Leitgitterringen 27, 29 gehaltenen Leitschaufeln 28, 30 als auch fest in der freien Anströmfläche 31, 32 angeordnete Leitgitterringe 27, 29 mit verstellbaren Leitschaufeln 28, 30 oder Mischformen in Betracht. Ebenso ist es möglich nur eine der beiden freien Anströmflächen 31, 32 mit einem Leitgitterring 27, 29 zu versehen.

Zur Erzielung einer weiteren Erhöhung der Abgasturboladerleistung erscheint es bei einer un stetigen Teilung γ und/oder einer uneinheitlichen Länge L der Leitschaufeln 28 des ersten Leitgitterrings 27 zweckmäßig den ersten Leitgitterring 27 rotatorisch bewegbar auszugestalten, derart, dass entsprechend der durchströmenden Abgasmenge ein größtmöglicher Abgasturboladerwirkungsgrad erzielbar ist.

Patentansprüche

1. Abgasturbolader für eine Hubkolben-Brennkraftmaschine, mit einem Gehäuse (13) und einem Laufzeug (17), wobei das Gehäuse (13) einen Luftführungsabschnitt (15), einen Abgasführungsabschnitt (14) und einen Lagerabschnitt (16) umfasst, und das Laufzeug (17) ein Verdichterrad (18) zum Ansaugen und Verdichten von Luft und ein mit Hilfe einer Welle (20) drehfest mit dem Verdichterrad (18) verbundenes Turbinenrad (19) zum Expandieren von Abgas aufweist, wobei das Laufzeug (17) drehbar im Lagerabschnitt (16) gelagert ist, und im Abgasführungsabschnitt (14) ein erster Spiralkanal (22) und einen zweiter Spiralkanal (23) angeordnet sind, welche mit Hilfe einer Zwischenwandung (ZW) unabhängig voneinander von Abgas durchströmbar sind, und der Abgasturbolader (12) einen kritischen Turbinendurchsatzparameter (ϕ_{krit}) aufweist, und die Hubkolben-Brennkraftmaschine (1) ein Gesamthubvolumen (VH) sowie eine Nenndrehzahl (nBKM) aufweist, dadurch gekennzeichnet, dass der kritische Turbinendurchsatzparameters (ϕ_{krit}) des Abgasturboladers (12) einen Grenzwert (GR) unterschreitet, wobei der Grenzwert (GR) mit Hilfe einer Konstanten (K1), des Gesamthubvolumens (VH) und der Nenndrehzahl (nBKM) nach folgender Beziehung bestimmbar ist:

$$GR = K1 \cdot \sqrt{\frac{nBKM}{2000} \cdot \frac{VH}{16}}, \text{ wobei}$$

die Konstante (K1) den Wert 4,5 aufweist, und dass ein erster Leitgitterring (27) stromauf des Turbinenrades (19) und stromab des ersten Spiralkanals (22) im Abgasführungsabschnitt (14) angeordnet ist.

2. Abgasturbolader nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass ein Anströmwinkel (α) einer Abgasströmung aus dem ersten Spiralkanal (22) zum ersten Leitgitterring (27) mindestens einen Wert von 15° aufweist.
3. Abgasturbolader nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Turbinenrad (19) einen Eintrittsdurchmesser (DT) aufweist, wobei eine Eigenfrequenz erster Ordnung (f1) eines Schaufelendlappens (40) einer Turbinenradschaufel (41) des Turbinenrades (19) größer ist als ein weiterer Grenzwert (G2), welcher der Beziehung $G2 = K2 \cdot (85\text{mm} / DT)$ folgt, wobei K2 eine weitere Konstante mit einem Wert von 11 kHz beschreibt.
4. Abgasturbolader nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass der erste Spiralkanal (22) und der zweite Spiralkanal (23) asymmetrisch ausgebildet sind.
5. Abgasturbolader nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass der zweite Spiralkanal (23) einen zweiten Leitgitterring (29) aufweist.

6. Abgasturbolader nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass der zweite Leitgitterring (29) translatorisch und/oder rotatorisch bewegbar im Abgasführungsabschnitt (14) angeordnet ist.
7. Abgasturbolader nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, dass ein Anströmwinkel (α) der Abgasströmung aus dem zweiten Spiralkanal (23) zum zweiten Leitgitterring (29) mindestens einen Wert von 15° aufweist.
8. Abgasturbolader nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass eine Teilung (γ) von Leitschaufeln (28, 30) des Leitgitterrings (27, 29) unstetig ist.
9. Abgasturbolader nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass eine Länge (L) von Leitschaufeln (28, 30) des Leitgitterrings (27, 29) uneinheitlich ist.
10. Abgasturbolader nach Anspruch 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, dass die Teilung (γ) des ersten Leitgitterrings (27) der Teilung (γ) des zweiten Leitgitterrings (29) entspricht.
11. Abgasturbolader nach Anspruch 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, dass die Teilung (γ) des ersten Leitgitterrings (27) und die Teilung (γ) des zweiten Leitgitterrings (29) asymmetrisch ausgestaltet sind.

12. Abgasturbolader nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass der erste Leitgitterring (27) translatorisch und/oder rotatorisch bewegbar ist.

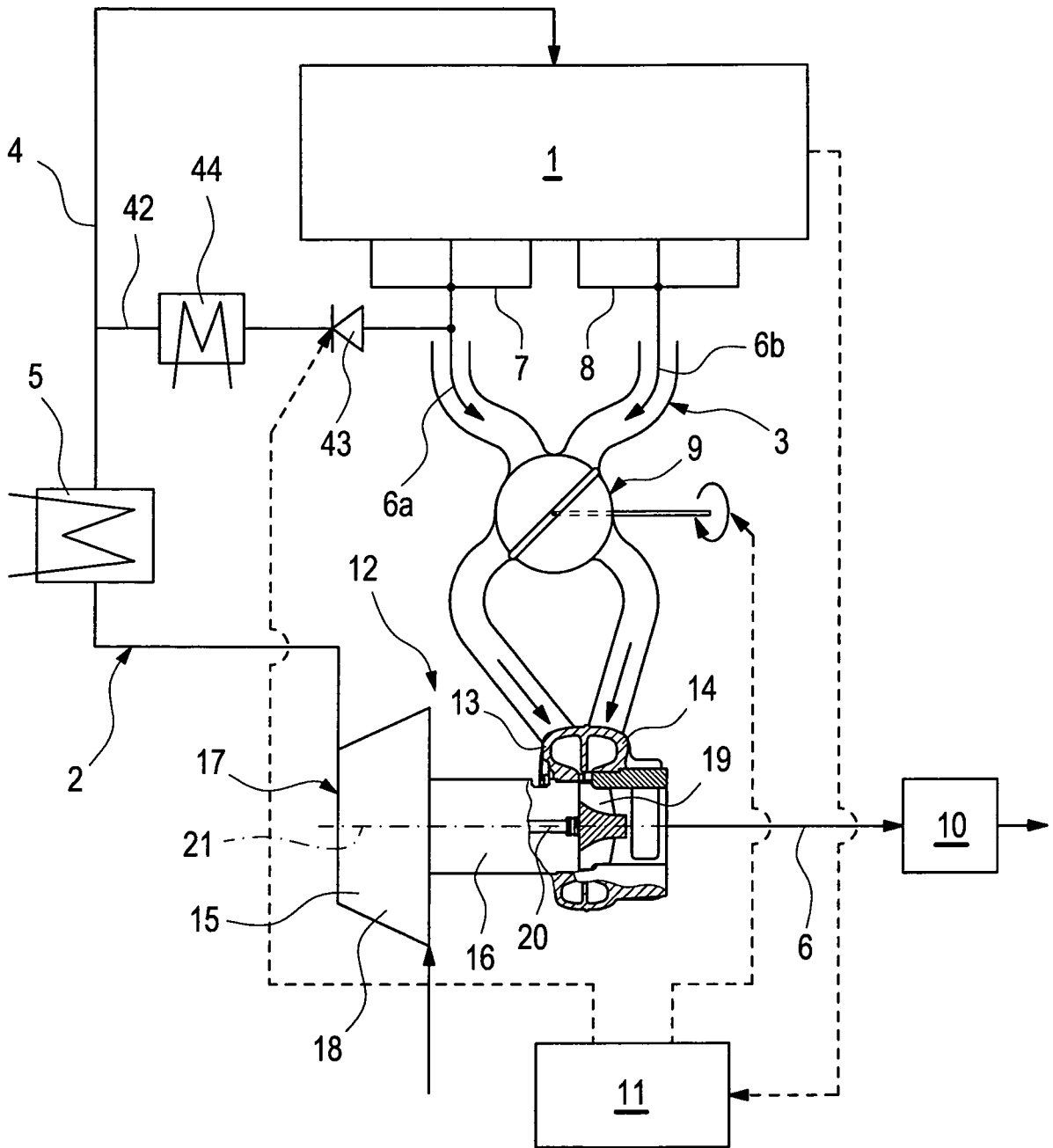


Fig. 1

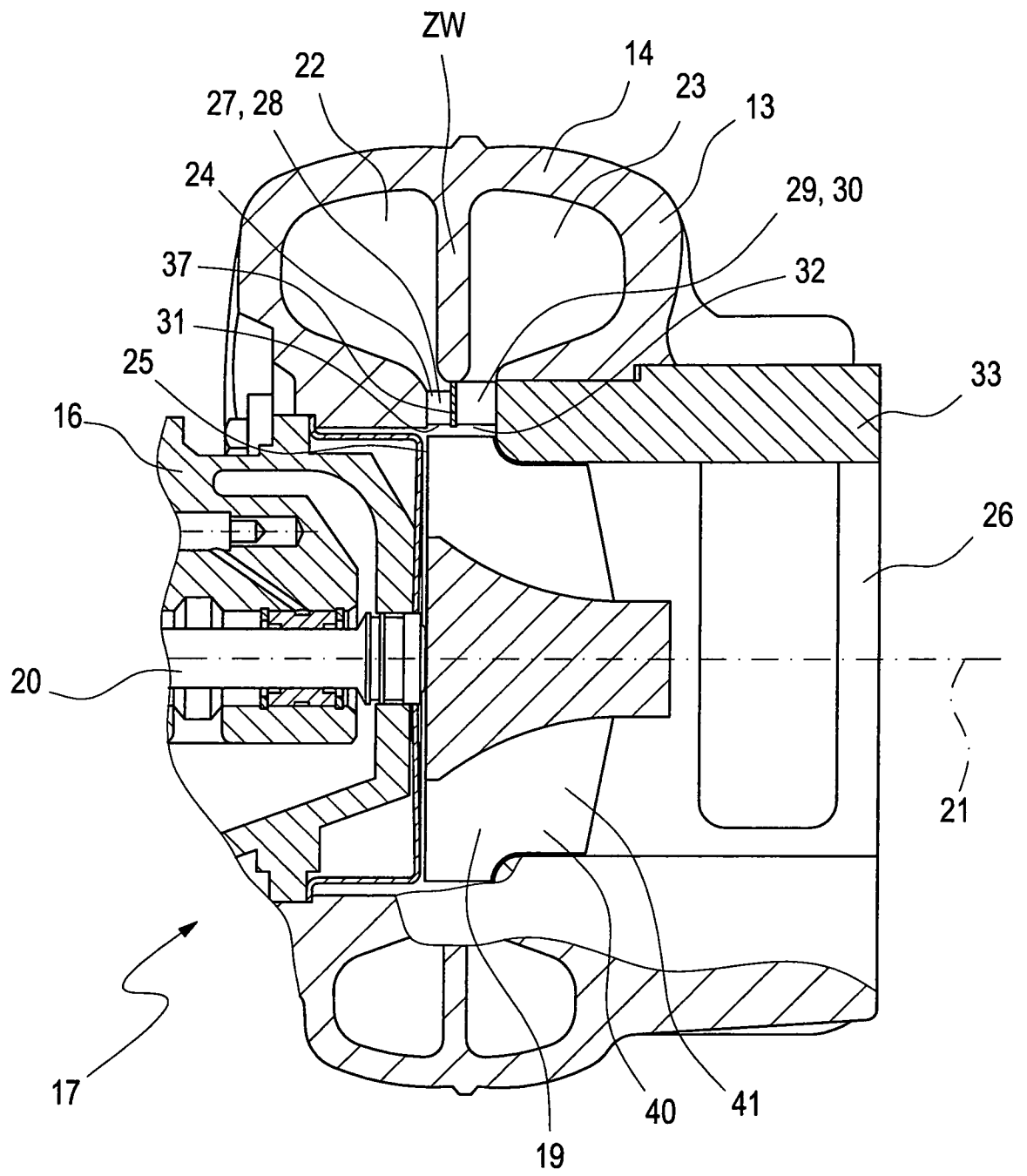


Fig. 2

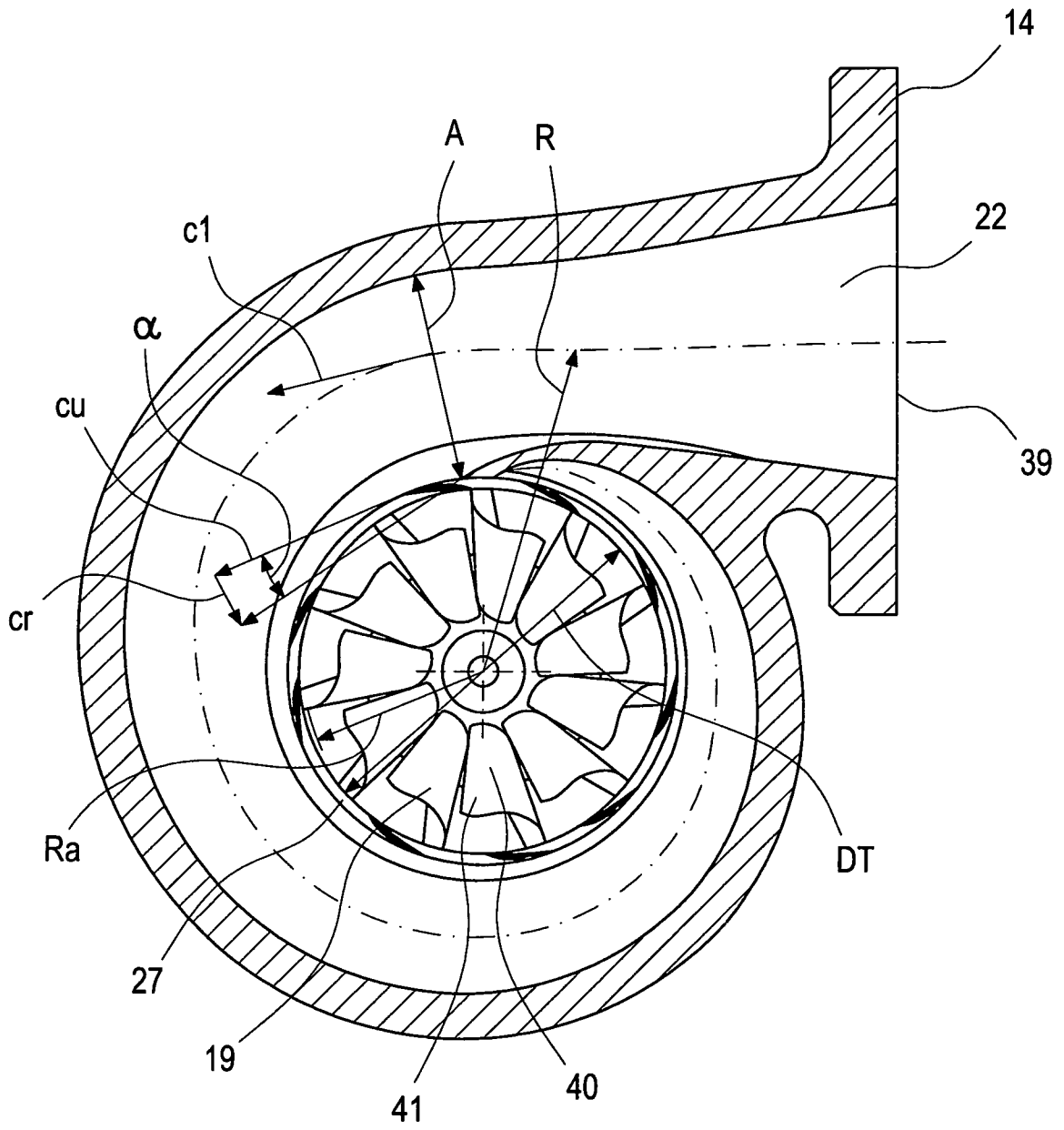


Fig. 3

4/4

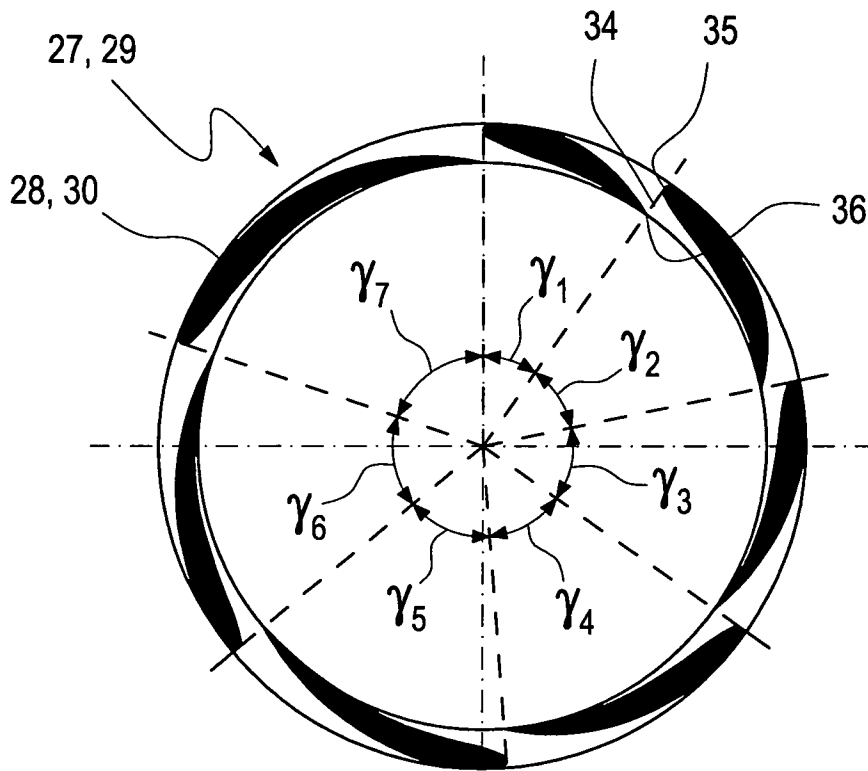


Fig. 4

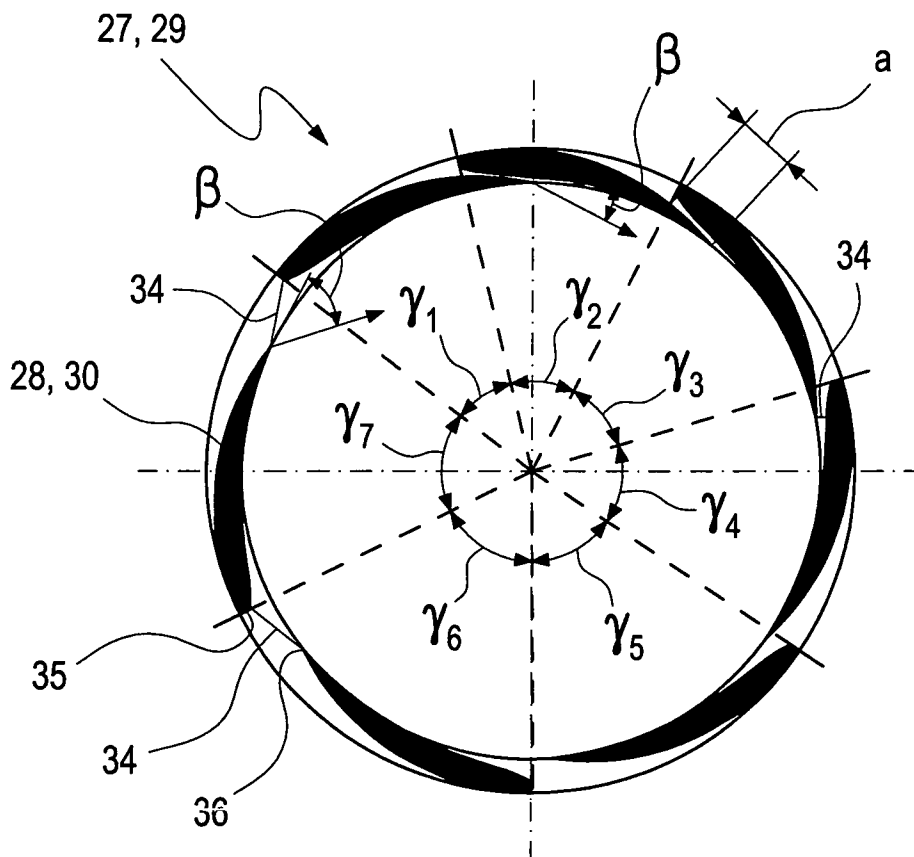


Fig. 5

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2008/005537

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
 INV. F02B37/24 F01D9/02 F01D17/14 F01D17/16 F02M25/07

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED
 Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
 F02B F01D F02M

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)
 EPO-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	EP 1 650 415 A (HINO MOTORS LTD [JP]; HONEYWELL TURBOCHARGING SYSTEM [JP]) 26 April 2006 (2006-04-26) the whole document	1-12
X	WO 2006/000361 A (DAIMLER CHRYSLER AG [DE]; FINGER HELMUT [DE]; SCHMID WOLFRAM [DE]; SUM) 5 January 2006 (2006-01-05) page 6 page 8 - page 9; figures 1-3	1-5,7-12
P,X	WO 2007/135449 A (INTEGRAL POWERTRAIN LTD [GB]; BARKER LUKE [GB]) 29 November 2007 (2007-11-29) the whole document	1-12
	-/--	

Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

* Special categories of cited documents :

<p>*A* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance</p> <p>*E* earlier document but published on or after the international filing date</p> <p>*L* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)</p> <p>*O* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means</p> <p>*P* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed</p>	<p>*T* later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention</p> <p>*X* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone</p> <p>*Y* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.</p> <p>*&* document member of the same patent family</p>
--	--

Date of the actual completion of the international search 7 Oktober 2008	Date of mailing of the international search report 17/10/2008
--	---

Name and mailing address of the ISA/ European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016	Authorized officer Schmitter, Thierry
--	---

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/EP2008/005537

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	WO 2005/061870 A (DAIMLER CHRYSLER AG [DE]; KUESPERT ALFRED [DE]) 7 July 2005 (2005-07-07) abstract -----	1,3
X	DE 103 27 442 A1 (DAIMLER CHRYSLER AG [DE]) 5 January 2005 (2005-01-05) figure 1 -----	1-5,7-12

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No
PCT/EP2008/005537

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
EP 1650415	A	26-04-2006	NONE
WO 2006000361	A	05-01-2006	DE 102004030703 A1 09-03-2006 EP 1759102 A1 07-03-2007 JP 2008503685 T 07-02-2008 US 2007180826 A1 09-08-2007
WO 2007135449	A	29-11-2007	NONE
WO 2005061870	A	07-07-2005	DE 10357925 A1 28-07-2005
DE 10327442	A1	05-01-2005	EP 1633967 A2 15-03-2006 WO 2004111406 A2 23-12-2004 US 2007267002 A1 22-11-2007

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen
PCT/EP2008/005537

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
INV. F02B37/24 F01D9/02 F01D17/14 F01D17/16 F02M25/07

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchiertes Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
F02B F01D F02M

Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	EP 1 650 415 A (HINO MOTORS LTD [JP]; HONEYWELL TURBOCHARGING SYSTEM [JP]) 26. April 2006 (2006-04-26) das ganze Dokument	1-12
X	WO 2006/000361 A (DAIMLER CHRYSLER AG [DE]; FINGER HELMUT [DE]; SCHMID WOLFRAM [DE]; SUM) 5. Januar 2006 (2006-01-05) Seite 6 Seite 8 - Seite 9; Abbildungen 1-3	1-5, 7-12
P, X	WO 2007/135449 A (INTEGRAL POWERTRAIN LTD [GB]; BARKER LUKE [GB]) 29. November 2007 (2007-11-29) das ganze Dokument	1-12

Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen Siehe Anhang Patentfamilie

- * Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen
- *A* Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist
- *E* älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist
- *L* Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)
- *O* Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht
- *P* Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist
- *T* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist
- *X* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden
- *Y* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist
- *Z* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche	Absenddatum des internationalen Recherchenberichts
7. Oktober 2008	17/10/2008

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016	Bevollmächtigter Bediensteter Schmitter, Thierry
--	---

C. (Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	WO 2005/061870 A (DAIMLER CHRYSLER AG [DE]; KUESPERT ALFRED [DE]) 7. Juli 2005 (2005-07-07) Zusammenfassung	1, 3
X	DE 103 27 442 A1 (DAIMLER CHRYSLER AG [DE]) 5. Januar 2005 (2005-01-05) Abbildung 1	1-5, 7-12

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2008/005537

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
EP 1650415	A	26-04-2006	KEINE	
WO 2006000361	A	05-01-2006	DE 102004030703 A1	09-03-2006
			EP 1759102 A1	07-03-2007
			JP 2008503685 T	07-02-2008
			US 2007180826 A1	09-08-2007
WO 2007135449	A	29-11-2007	KEINE	
WO 2005061870	A	07-07-2005	DE 10357925 A1	28-07-2005
DE 10327442	A1	05-01-2005	EP 1633967 A2	15-03-2006
			WO 2004111406 A2	23-12-2004
			US 2007267002 A1	22-11-2007